Check for updates

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 36(5) : 490~501, 2026
https://doi.org/10.5050/KSNVE.2026.36.5.490

한국소음진동공학회논문집 제 36 권 제 5호, pp. 490~501, 2026
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

Component-based TPA를 이용한 장갑차 파워팩 구조기인 실내소음 예측

Prediction of Powerpack-induced Structure-borne Interior Noise in an Armored Vehicle Using Component-based Transfer Path Analysis

김 도 희* · 황 창 주* · 서 왕 기* · 정 효 연** · 홍 정 연*** · 송 경 준†
Dohee Kim*, Changju Hwang*, Wangki Seo*, Hyoyeon Jung**
Jeongyeon Hong*** and Kyungjun Song†

(Received August 14, 2026 ; Revised October 6, 2026 ; Accepted October 10, 2026)

Key Words : Component-based Transfer Path Analysis(구성요소 기반 전달경로분석), Virtual Point Transformation (가상점 변환), Blocked Load(차단 하중), Structure-borne Noise(구조기인 소음), Reciprocity(상반성)

ABSTRACT

This study uses component-based transfer path analysis (CB-TPA) with virtual point transformation (VPT) to predict the structure-borne interior noise from the armored-vehicle powerpack at the driver's seat. Two transmission coupling points and one mount coupling point were modeled as six degrees-of-freedom (DOF) virtual points (VPs). Blocked loads were identified via in-situ CB-TPA on a powerpack test bench, while structure-acoustic noise transfer functions were estimated in the non-operating vehicle via reciprocal acoustic excitation at the driver-seat microphone. Combining the two datasets yielded the predicted driver-seat sound pressure at 1000 r/min, 1500 r/min, 2800 r/min, and 3000 r/min over 200 Hz ~ 1000 Hz. At 1500 r/min, the absolute 1/3-octave-band errors were 2.4 dB and 1.3 dB at 250 Hz and 315 Hz, respectively. VP2 had the largest VP-wise contribution in most 1/3-octave bands, while VP1:+X had the largest single-DOF contribution based on the 200 Hz ~ 1000 Hz overall sound pressure level. The results demonstrate the applicability of the procedure in predicting structure-borne interior noise and identifying dominant paths under constrained measurement access.

1. 서 론

장갑차의 파워팩은 엔진, 변속기 및 관련 보조 장치로 구성된 주요 가진원으로, 운용 중 발생하는 진동과 소음은 승무원의 작업 환경과 실내 소음 특성에 직접적인 영향을 미친다[1,2]. 파워팩에서 발생한 진동은 마운트 및 변속기 결합부를 통해 차체 구조물로 전달되며, 차체의 구조 응답을 거쳐 운전석 위치의 실내 음압으로 나타날 수 있다. 이러한 구조기인 소

† Corresponding Author ; Member, Pusan National University, Department of Mechanical Engineering, Professor
E-mail : song3396@pusan.ac.kr
* Member, Pusan National University, Department of Mechanical Engineering, Graduate student
** Hanwha Aerospace, Senior Researcher
*** Hanwha Aerospace, Researcher

‡ Recommended by Editor Sang Wook Kang
ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

음은 전달 경로가 복잡하고, 실제 장갑차 체계에서는 결합부 접근성이 제한되기 때문에 원인 경로를 정량적으로 분리하고 평가하는 데 어려움이 있다. Fig. 1은 파워팩에서 발생한 구조 진동이 차체를 통해 전달되고, 방사된 실내소음이 운전석 마이크로폰으로 전파되는 개념을 나타낸다.

전달경로분석(transfer path analysis, TPA)은 가진원, 전달 경로 및 수음점 응답 사이의 관계를 정량화하기 위한 방법으로 널리 사용되어 왔다[3,4]. 그중 구성요소 기반 전달경로분석(component-based transfer path analysis, CB-TPA)은 가진원 성분을 차단력(blocked force)으로 표현함으로써 가진원 특성과 수동 구조물의 전달 특성을 분리하여 평가할 수 있다는 장점이 있다[4~6]. 장갑차 파워팩 결합부는 이상적인 점 결합이 아닌 유한 면적의 결합부이므로, 주변 다점의 응답과 물리 가진 정보를 등가 결합점의 병진·회전 성분으로 변환하기 위해 가상점 변환(virtual point transformation, VPT)을 적용하였다[7,8].

이 연구의 목적은 CB-TPA와 VPT를 결합하여 장갑차 파워팩에서 운전석으로 전달되는 구조기인 실내소음을 예측하고, 주요 전달 경로의 기여도를 분석하는 것이다. 이를 위해 파워팩이 테스트벤치에 결합된 조건에서 in-situ CB-TPA를 수행하여 각 가상점(virtual point, VP)에서의 차단 하중(blocked load)을 산출하였다. 이후 실제 장갑차 체계에서는 상반성 원리를 이용하여 운전석 위치와 결합부 사이의 구조-음향 전달함수(noise transfer function, NTF)를 추정하였다. 최종적으로 테스트벤치에서 산출한 차단 하중과 실차 조건에서 계측한 NTF를 결합하여 운전 조건별 운전석 음압을 예측하고, 실측 음압과의 비교를 통해 제안한 절차의 적용 가능성과 한계를 검토하였다.

이 연구의 차별점은 테스트벤치에서 식별한 6자유도 차단 하중을 실차의 상반성 기반 NTF와 결합하고, VP 단위와 개별 자유도 단위의 기여도를 함께 비교한 데 있다.

2. 이론적 배경

2.1 Component-based TPA와 Blocked Load

CB-TPA에서는 능동 부품인 파워팩의 가진 특성을 차단력으로 표현한다. 차단력은 실제 결합 상태에서 전달되는 힘이 아니라, 가진원과 수동 구조물 사이의 결합부가 구속되었을 때 가진원이 발생시키는 등가 동적 하중이다[6]. 이 연구에서는 병진력과 모멘트를 포함한 6자유도 등가 하중을 다루므로, 이하에서는 이를 차단 하중으로 표기한다. 차단 하중의 병진력 성분과 모멘트 성분은 각각 차단력와 차단 모멘트(blocked moment)로 구분한다.

차단 하중은 선형성, 동일 운전 조건 및 동일 결합부 좌표계가 유지되는 경우 수동 구조물의 동특성과 독립적인 가진원 특성으로 활용할 수 있다[9].

주파수 영역에서 지시점(indicator point)의 운전 중 가속도 응답 벡터를 $\boldsymbol{a}_{\mathrm{I}}$, VP에서의 차단 하중 벡터를 $\boldsymbol{g}_{\mathrm{bl}}$, VP의 하중과 지시점의 가속도 응답 사이의 주파

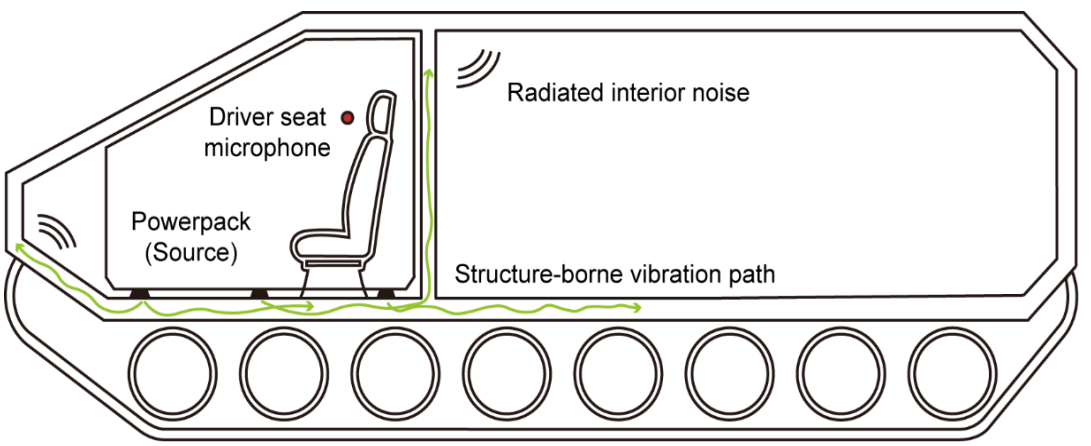


Fig. 1 Schematic diagram of structure-borne noise transmission from the powerpack to the driver-seat position in an armored vehicle

수응답함수(frequency response function, FRF) 행렬을 $\boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}}$라 하면 식 (1)이 성립한다.

$$\boldsymbol{a}_I = \boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}}\,\boldsymbol{g}_{\mathrm{bl}} \tag{1}$$

따라서 blocked load는 식 (2)와 같이 추정할 수 있다.

$$\hat{\boldsymbol{g}}_{\mathrm{bl}} = \boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}}^{\dagger}\,\boldsymbol{a}_I \tag{2}$$

여기서, $\boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}}^{\dagger}$는 $\boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}}$의 의사역행렬을 의미한다.

이 연구에서는 변속기 결합부 2개소와 마운트 결합부 1개소를 VP로 정의하고, 각 VP를 병진 3자유도와 회전 3자유도를 포함하는 6자유도 결합부로 모델링하였다. k번째 VP의 차단 하중은 식 (3), 식 (4)와 같다.

$$\boldsymbol{g}_{\mathbf{bl},k} = \left[F_{x,k}, F_{y,k}, F_{z,k}, M_{x,k}, M_{y,k}, M_{z,k}\right]^T \tag{3}$$

$$\boldsymbol{g}_{\mathbf{bl}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{g}_{\mathrm{bl},1} \\ \boldsymbol{g}_{\mathrm{bl},2} \\ \boldsymbol{g}_{\mathrm{bl},3} \end{bmatrix} \tag{4}$$

여기서, 병진력 성분의 단위는 N이고, 모멘트 성분의 단위는 N·m이다.

2.2 Virtual Point Transformation

실제 결합부는 유한한 면적을 가지며, 결합부 중심이 실제 계측 불가능하거나 접근이 어려운 위치에 존재하는 경우가 많아 직접 가진하거나 응답을 계측하기 어렵다.

Virtual point transformation(VPT)은 결합부 주변의 다점 응답과 물리 가진력을 VP 기준의 병진 및 회전 성분으로 변환하는 방법이다[7,8]. 결합부 주변에서 계측한 가속도 벡터를 $\boldsymbol{a}_m$, VP에서의 가속도를 $\boldsymbol{a}_{vp}$라 하면 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\boldsymbol{a}_m = \boldsymbol{R}_a \boldsymbol{a}_{vp} \tag{5}$$

여기서, VP의 가속도는 병진가속도와 각가속도로 식 (6)과 같이 구성된다.

$$\boldsymbol{a}_{VP} = \left[a_x, a_y, a_z, \alpha_x, \alpha_y, \alpha_z\right]^T \tag{6}$$

$\boldsymbol{R}_a$는 VP와 응답 센서 사이의 상대 위치 및 센서 방향으로 정의되는 기하학적 변환 행렬이다. VP 응답은 $\boldsymbol{R}_a$의 의사역행렬을 이용하여 식 (7)과 같이 추정하였다.

$$\hat{\boldsymbol{a}}_{VP} = \boldsymbol{R}_a^{\dagger}\boldsymbol{a}_m \tag{7}$$

한편, 물리 가진점에 작용한 힘 벡터를 $\boldsymbol{f}_m$라 하면 VP 기준의 하중은 식 (8)과 같이 변환된다.

$$\boldsymbol{g}_{VP} = \boldsymbol{R}_f^T \boldsymbol{f}_m \tag{8}$$

여기서, $\boldsymbol{R}_f$는 VP와 물리 가진점 사이의 상대 위치 및 가진 방향으로 정의되는 변환 행렬이다. 이 연구에서는 분석 주파수 대역에서 결합부 주변 구조가 국부적으로 강체 운동을 한다고 가정하였다.

2.3 상반성 기반 구조-음향 전달함수

운전석 음압을 예측하기 위해서는 각 VP의 하중과 운전석 마이크로폰 위치의 음압 사이의 구조-음향 전달함수(noise transfer function, NTF)가 필요하다. 그러나 실제 장갑차 체계에서는 결합부 접근성의 제약으로 인해 VP에서 6자유도 하중을 직접 인가하고 운전석 음압을 계측하기 어렵다. 이에 따라 이 연구에서는 상반성 원리를 적용하여 운전석 마이크로폰 위치에 음향 가진원을 설치하고, 각 VP 주변의 구조 응답을 계측하였다.

선형성과 상반성이 성립하는 시스템에서는 구조 지점의 힘 가진에 대한 수음점 음압 응답을 수음점의 음향 가진에 대한 구조 지점 응답으로부터 평가할 수 있다[10,11]. 음향원의 체적가속도(volume acceleration)를 Q_a, VPT를 통해 추정한 VP의 병진가속도와 각가속도를 각각 a_i와 α_i라 하면, 방향별 NTF는 식 (9)와 같다.

$$H_{pF_i} = \frac{p}{F_i} = \frac{a_i}{Q_a}, \quad H_{pM_i} = \frac{p}{M_i} = \frac{\alpha_i}{Q_a} \tag{9}$$

여기서, $i = x, y, z$이며, Q_a의 단위는 m^3/s^2이다. H_{pF_i}와 H_{pM_i}의 단위는 각각 Pa/N과 Pa/(N·m)이다.

k번째 VP의 6자유도 NTF 행 벡터는 식 (10)과 같이 정의하였다.

$$\boldsymbol{H}_k = \left[H_{pF_x}, H_{pF_y}, H_{pF_z}, H_{pM_x}, H_{pM_y}, H_{pM_z}\right] \tag{10}$$

따라서 세 VP의 차단 하중에 의해 운전석 위치에서 발생하는 예측 음압은 식 (11)과 같이 계산된다.

$$p = \sum_{k=1}^{3} \boldsymbol{H}_k \boldsymbol{g}_{\boldsymbol{bl},k} \tag{11}$$

3. 실험 방법

Fig. 2는 테스트벤치 기반 차단 하중 산출, 상반성 기반 NTF 계측 및 운전석 음압 예측으로 구성된 전체 CB-TPA 절차를 요약한 것이다.

3.1 테스트벤치 기반 차단 하중 산출 시험

파워팩이 테스트벤치에 결합된 조건에서 in-situ CB-TPA 시험을 수행하였다. 파워팩과 테스트벤치의 주요 결합부는 변속기 결합부 2개소와 마운트 결합부 1개소이며, 이 연구에서는 세 결합부를 각각 6자유도 VP로 정의하였다. 결합부 중심에서 직접 가진하기 어려우므로, 가진측 VPT(force-side VPT)를 적용하여 물리 가진력을 VP 기준의 하중으로 변환하였다.

각 VP 주변에는 결합부의 병진 및 회전 운동을 반영하기 위해 3개의 3축 가속도계를 배치하였다. 또한 테스트벤치의 전역 응답을 반영하기 위해 바닥부에 2개의 3축 가속도계를 추가하여 총 11개의 응답점을 구성하였다.

결합부 인근에서 3축 임팩트 가진이 가능한 위치가 제한적이었기 때문에, VP 주변과 테스트벤치 바닥부를 포함하여 총 15개의 후보 가진점을 선정하였다.

각 후보 가진점에서 3축 가진을 수행하였으며, 11개 3축 응답점과 15개 3축 가진점 사이에서 총 1485개의 물리 FRF를 계측하였다.

이때 가속도 응답은 3축 가속도계(PCB Piezotronics 356A15)를 이용하여 계측하였으며, 국부 FRF(local FRF)는 임팩트 해머(PCB Piezotronics 086D20)를 이용한 임팩트 가진으로 취득하였다.

15개 후보 가진점 중 VPT 기하학적 변환 행렬의 조건수(condition number)를 고려하여 가진 위치 및 방향별로 최적 가진 자유도 조합을 선정하였으며, 선택되지 않은 가진 자유도는 VPT 변환에서 제외하였다. 최종적으로 물리 가진점 기준 FRF를 세 VP의 18개 하중 성분 기준으로 변환하였다. 이에 따라 차단 하중 산출에 사용된 FRF 행렬은 $\boldsymbol{Y}_{I,\mathrm{VP}} \in \mathbb{C}^{33\times 18}$로 구성되었다.

또한, 차단 하중 산출을 위해 동일한 테스트벤치 결합 조건에서 파워팩을 1000 r/min, 1500 r/min,

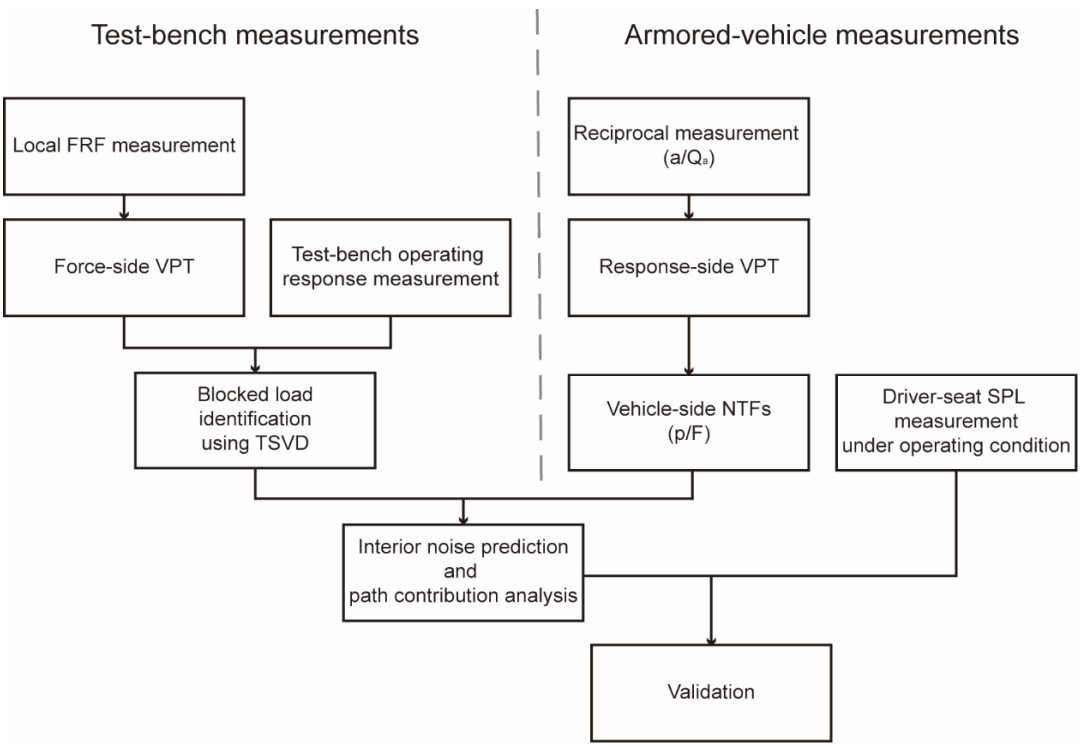
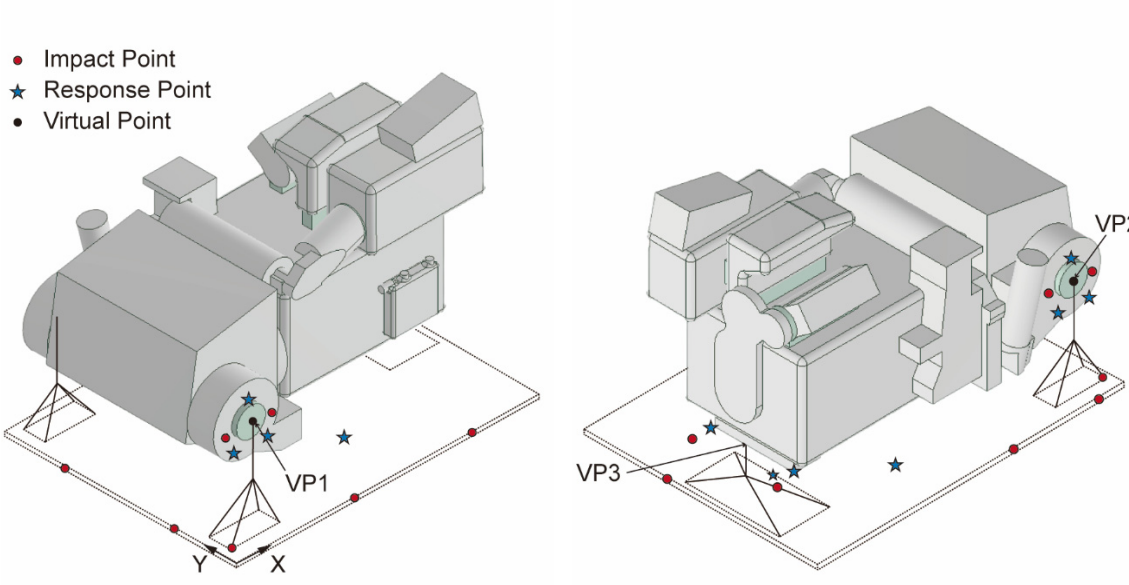


Fig. 2 Overall procedure of the proposed CB-TPA-based interior-noise prediction method



(a) VP1-side isometric view (b) VP2-VP3-side isometric view

Fig. 3 Test-bench measurement setup for blocked-load identification

2800 r/min 및 3000 r/min으로 운전하고, 각 조건에서 11개 3축 지시점의 운전 중 가속도 응답을 계측하였다. 계측된 지시점 가속도는 식 (2)의 $\boldsymbol{a}_1$로 사용하여 각 운전 조건의 차단 하중을 산출하였다.

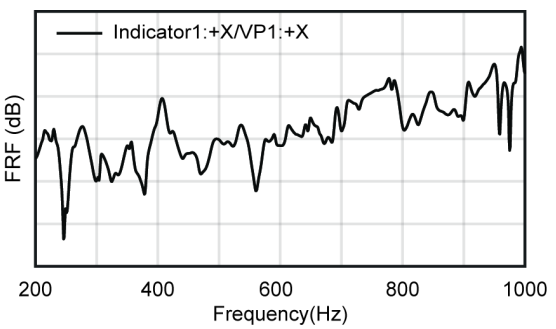
Fig. 3은 in-situ blocked load 산출을 위한 테스트 벤치 계측 구성을 나타내며, 가진점, 응답점 및 VP의 배치를 포함한다.

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 차단 하중 산출에 사용된 대표 local FRF(Indicator1:+X/VP1:+X)와 1500 r/min 조건의 지시점 가속도(indicator1:+X)를 각각 나타낸다.

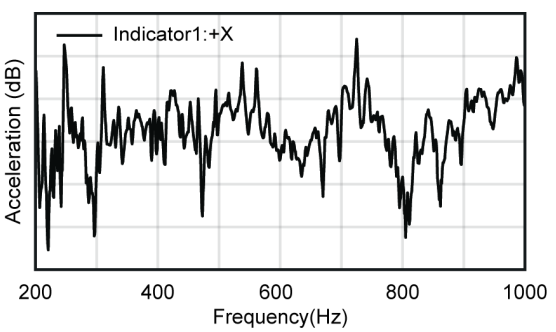
3.2 장갑차 체계 기반 NTF 계측 시험

NTF는 파워팩이 장갑차 체계에 장착된 비운전 조건에서 계측하였다. NTF의 목표 응답은 운전석 마이크로폰 위치의 음압으로 설정하였다. 일반적인 직접 계측법에서는 각 VP에 병진력과 모멘트를 인가하여 p/F 및 p/M 형태의 NTF를 산출하지만, 실제 장갑차 체계에서는 결합부 접근성과 가진 조건의 제약으로 인해 6자유도 가진을 직접 수행하기 어렵다.

이에 따라 운전석 마이크로폰 위치에 Simcenter Qsources Q-MHF volume source를 설치하고, Q-MHF에서 제공되는 체적가속도를 기준 신호로 사용하였



(a) Local FRF (indicator1:+X/VP1:+X)



(b) Operating acceleration (indicator1:+X) at 1500 r/min

Fig. 4 Representative measured data used for blocked-load identification. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 10 dB

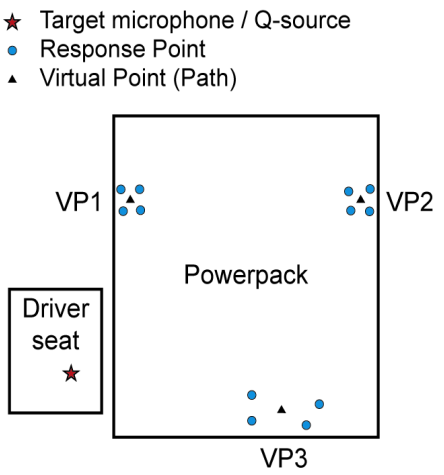


Fig. 5 Reciprocity-based NTF measurement setup in the armored vehicle

다. 각 VP 주변에 4개의 3축 가속도계를 배치하여 구조 응답을 계측하였다. 세 VP에 대해 총 12개의 3축 가속도계를 사용하여 36개의 물리 응답 성분을 계측하였다.

결합부 중심에서 직접 응답을 계측할 수 없으므로, VP 주변의 다점 가속도 응답에 응답측 VPT(response-side VPT)를 적용하였다. 상반성 원리에 따라, 음향 가진 시 VPT로 추정한 VP의 병진가속도 및 각가속도를 Q_a로 나누어 p/F 및 p/M 형태의 NTF를 계산하였다.

테스트벤치에서 산출한 차단 하중과 장갑차 체계에서 계측한 NTF를 결합할 수 있도록, 두 시험에서 VP의 원점, 축 방향 및 부호를 동일하게 정의하였다.

Fig. 5는 운전석 위치의 Q-source와 파워팩 결합부 주변 응답점 배치를 포함한 상반성 기반 NTF 계측 구성을 나타낸다.

3.3 운전 조건 및 분석 대역

차단 하중의 전이 적용은 분석 대역에서 시스템이 선형적으로 거동하고, 수동 구조물의 변경이 파워팩의 가진 특성에 유의한 영향을 주지 않는다는 가정에 기반한다. 예측 결과와 비교하기 위해 장갑차 체계에서도 동일한 1000 r/min, 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min 조건으로 파워팩을 운전하고, 운전석 음압을 free-field microphone(GRAS 46AE)을 이용하여 계측하였다. 테스트벤치에서 산출한 각 회전수별 차단 하중과 장갑차 체계에서 계측한 NTF를 결합하여 최종 예측 음압을 계산하였다.

임팩트 FRF는 1024 Hz, 운전 중 진동 계측과 NTF 계측에서 취득한 가속도 응답은 2048 Hz, 운전석 음압 응답은 12 800 Hz의 측정 bandwidth로 취득하였다. 모든 데이터는 1 Hz 주파수 분해능, 100회 평균, 90 % overlap 및 Hanning window 조건으로 처리하였다. 임팩트 시험의 유효 가진 대역과 FRF 품질을 고려하여 분석 상한을 1000 Hz로 설정하였다. 상반성 기반 NTF 계측에 사용한 Q-source의 유효 주파수 하한이 200 Hz인 점을 고려하여 200 Hz 미만을 분석에서 제외하였다.

따라서 유효 분석 대역은 200 Hz ~ 1000 Hz로 설정하였다. 장갑차에서 측정한 음압은 파워팩 구조기인 성분 외에도 공기기인 및 기타 소음원을 포함하므로, 예측–실측 비교는 파워팩 구조기인 성분의 설명 범위를 평가하는 데 사용하였다.

보안상 이 논문에 제시한 음압 및 차단 하중 그래프에서는 절대수준을 표시하지 않고, 주파수 응답 경향과 조건 간 상대 변화만을 제시하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 역문제 안정화

차단 하중 산출에는 총 18개의 입력 자유도가 사용되었다. 역산 과정의 수치적 불안정성을 완화하기 위해 절단 특이값 분해(truncated singular value decomposition, TSVD)를 적용하였다[12]. 최대 특이값 대비 10 %의 절단 기준을 적용한 선행 연구를 참고하여[13], 각 주파수의 특이값을 최대 특이값으로 정규화하고 분석 대역의 분포를 검토하였다.

Fig. 6(a)는 각 주파수에서 특이값을 해당 주파수의 첫 번째(최대) 특이값으로 나누어 백분율로 나타내고, 각 특이값 순서별로 200 Hz ~ 1000 Hz 대역 내 최대 비율을 산출하였다. 10번째 특이값 비율의 최댓값은 10.08 %였으며, 11 ~ 18번째는 전 대역에서 10 % 미만이었다. 이에 대역 내 어느 주파수에서라도 10 % 기준을 만족하는 성분을 유지하도록 상위 10개 성분을 사용하는 고정 rank 10을 적용하였다. Fig. 6(b)에 나타낸 바와 같이, 최대 특이값과 유지된 최소 특이값의 비로 계산한 평균 유효 조건수는 586.3에서 27.2로 감소하였다.

다만 절단 기준의 적절성은 측정계와 오차 특성에 따라 달라질 수 있으므로[14], 선정한 rank가 결과에 미치는 영향을 검토하였다. 참고 기준을 5 %, 10 % 및 15 %로 변경했을 때, 각 기준 이상인 특이값 개수의 분석 대역 내 최대값은 각각 12, 10 및 8이었다. 이에 해당 범위를 포함하는 rank 8 ~ 12에서 1500 r/min 조건의 차단 하중과 예측 음압레벨(sound pressure level, SPL)을 비교하였다.

Fig. 7은 rank에 따른 예측 SPL과 대역 통합 차단 하중의 민감도를 나타낸 것이다. Rank 9 ~ 11의 200 Hz ~ 1000 Hz 대역 통합 음압레벨(overall SPL)은 rank 10 대비 ±0.51 dB 이내였으며, rank 8과 12에서는 각각 −1.42 dB와 +1.82 dB의 변화를 보였다. Rank 8에서는 대역 통합 차단력와 차단 모멘트가 rank 10 대비 각각 약 11 %와 24 % 감소한 반면, rank 12에서는 각각 약 15 %와 39 % 증가하였다. 이에 실측 SPL과의 일치도를 단독 기준으로 사용하지 않고, 인접 rank에서의 예측 SPL 변화와 낮은 rank에서의 정보 손실 및 높은 rank에서의 역산값 증폭 가능성을 함께 고려하여 rank 10을 대표 절충값으로 선정하였다.

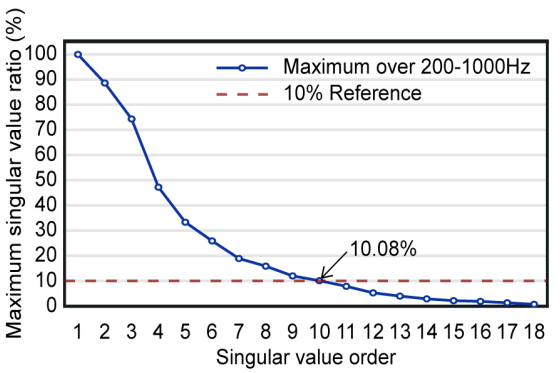
4.2 차단 하중 및 경로 기여도

이 절에서는 1500 r/min 조건을 대상으로 차단 하중와 경로 기여도를 분석하였다. Fig. 8은 1500 r/min 조건에서 각 VP의 병진 및 회전 자유도별 차단 하중을 나타낸다. 차단력 및 차단 모멘트 성분은 약 247 Hz 에서 지배적인 피크를 보였다.

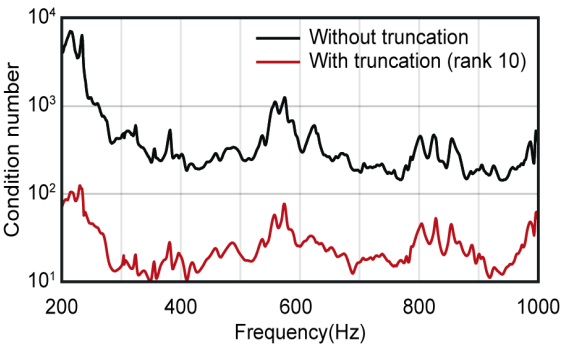
각 자유도의 최종 음압 기여도는 차단 하중과 NTF가 결합된 결과로 결정되므로, 차단 하중의 크기만으로 지배적인 기여 성분을 판단하는 데에는 한계가 있다. Fig. 9는 200 Hz ~ 1000 Hz 분석 대역에서 산출한 overall SPL을 기준으로 실측 음압, CB-TPA total response 및 18자유도별 단일 성분 기여도를 비교한 결과이다. 그 결과, 이 조건에서는 VP1:+X 성분이 가장 큰 단일 자유도 기여도를 보였으며, 해당 방향의 대표 NTF는 Fig. 10에 제시하였다.

Fig. 11은 1500 r/min 조건에서 VP별 1/3 옥타브 대역 기여도를 비교한 결과이다. VP 단위로 합산한 기여도에서는 VP2가 대부분의 주파수 대역에서 가장 크게 나타났다. 이는 VP2의 특정 단일 자유도 성분만이 지배적이었다기보다는, VP2에 포함된 여러 자유도 성분의 결합 효과와 운전석 위치까지의 전달특성이 함께 작용한 결과로 판단된다.

1500 r/min 조건에서 VP 단위의 1/3 옥타브 대역 기여도에서는 VP2가 주요 전달경로로 나타났으나, 200 Hz ~ 1000 Hz 대역 overall SPL 기준의 18자유도별 단일 성분 기여도에서는 VP1:+X가 가장 크게 나타났다. 이러한 차이는 경로 기여도가 자유도 및 주파수 대역의 집계 방식에 따라 달라질 수 있음을 보여주며, 전달경로를 평가할 때 VP 단위 합산 기여도와 개별 자유도 기여도를 함께 검토할 필요가 있음을 보여준다.



(a) Maximum singular-value ratios over 200 Hz ~ 1000 Hz, with each singular value normalized by the largest singular value at the same frequency



(b) Condition numbers before and after truncation to rank 10

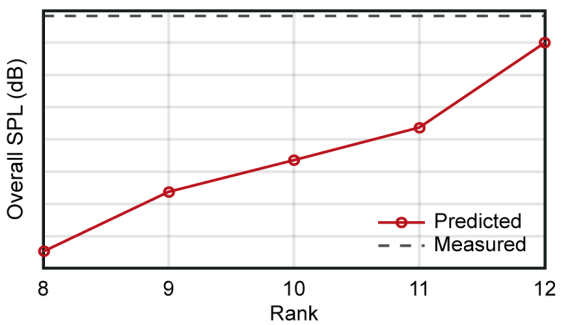
Fig. 6 TSVD rank selection and regularization

4.3 운전석 음압 예측 결과

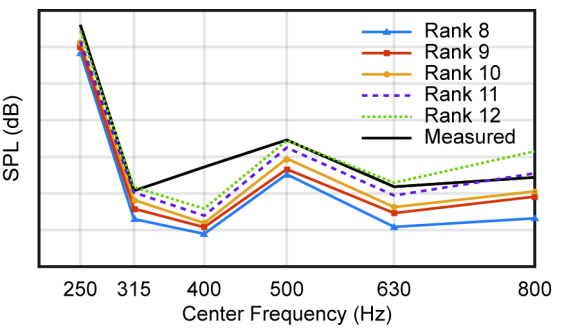
Fig. 12는 1000 r/min, 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min 조건에서 협대역(narrowband) 운전석 음압의 실측값과 CB- TPA 예측값을 비교한 결과이다. 200 Hz ~ 350 Hz에서는 예측값이 실측값의 주요 피크와 전반적인 주파수 응답 경향을 비교적 잘 재현하였다. 반면 400 Hz 이상의 일부 성분에서는 실측 피크를 충분히 재현하지 못했으며, 그 차이는 운전 조건에 따라 다르게 나타났다.

Table 1은 각 운전 조건에서 250 Hz ~ 800 Hz 중심 1/3 옥타브 대역의 예측오차를 요약한 것이다. 오차는 동일 기준음압에 대한 CB-TPA 예측 음압레벨과 실측 음압레벨의 차(예측값–실측값)로 정의하였으며, 음수와 양수는 각각 과소예측과 과대예측을 의미한다. 250 Hz 및 315 Hz 대역의 절대오차는 각각 0.1 dB ~ 4.5 dB 및 0.1 dB ~ 5.5 dB로 나타났다. 400 Hz 중심 대역의 오차는 1000 r/min, 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min에서 각각 -0.1 dB, -7.7 dB, -9.2 dB 및 -8.6 dB로, 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min에서 상대적으로 큰 저평가가 나타났다.

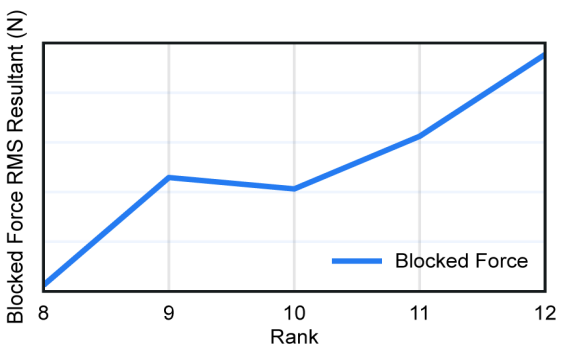
그러나 이러한 저평가가 고주파 전반에서 동일하게 지속되지는 않았다. 1500 r/min에서는 500 Hz ~ 800 Hz 대역의 저평가가 1.9 dB ~ 2.8 dB로 감소하였다. 2800 r/min에서는 500 Hz에서 6.2 dB의 저평가가 나타났으나, 630 Hz에서는 1.0 dB의 과대평가로 전환되었으며, 800 Hz의 저평가는 1.9 dB였다. 3000 r/min에서는 500 Hz 및 630 Hz의 저평가가 각각 3.3 dB 및 1.8 dB로 감소한 반면, 800 Hz에서는 다시 6.5 dB로 증가하였다. 또한 협대역 스펙트럼에서 1500 r/min 및 2800 r/min의 경우 각각 427 Hz 및 43 Hz 부근의 주요 실측 피크가 예측에서 충분히 재현되지 않았다. 따라서 예측오차는 주파수 증가에 따라 일률적으로 확대되기보다, 운전 조건별 주요 주파수 성분의 재현 여부에 따라 달라지는 양상을 보였다.



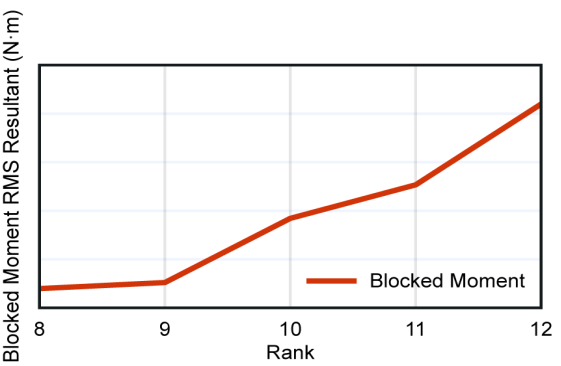
(a) Overall SPL



(b) 1/3-octave-band SPL



(c) 200 Hz ~ 1000 Hz band-integrated root-mean-square (RMS) blocked-force resultant



(d) 200 Hz ~ 1000 Hz band-integrated RMS blocked-moment resultant

Fig. 7 Sensitivity of predicted SPL and blocked-load estimates to retained TSVD rank. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 0.5 dB, 5 dB, 20 N, and 50 N·m in panels (a), (b), (c), and (d), respectively

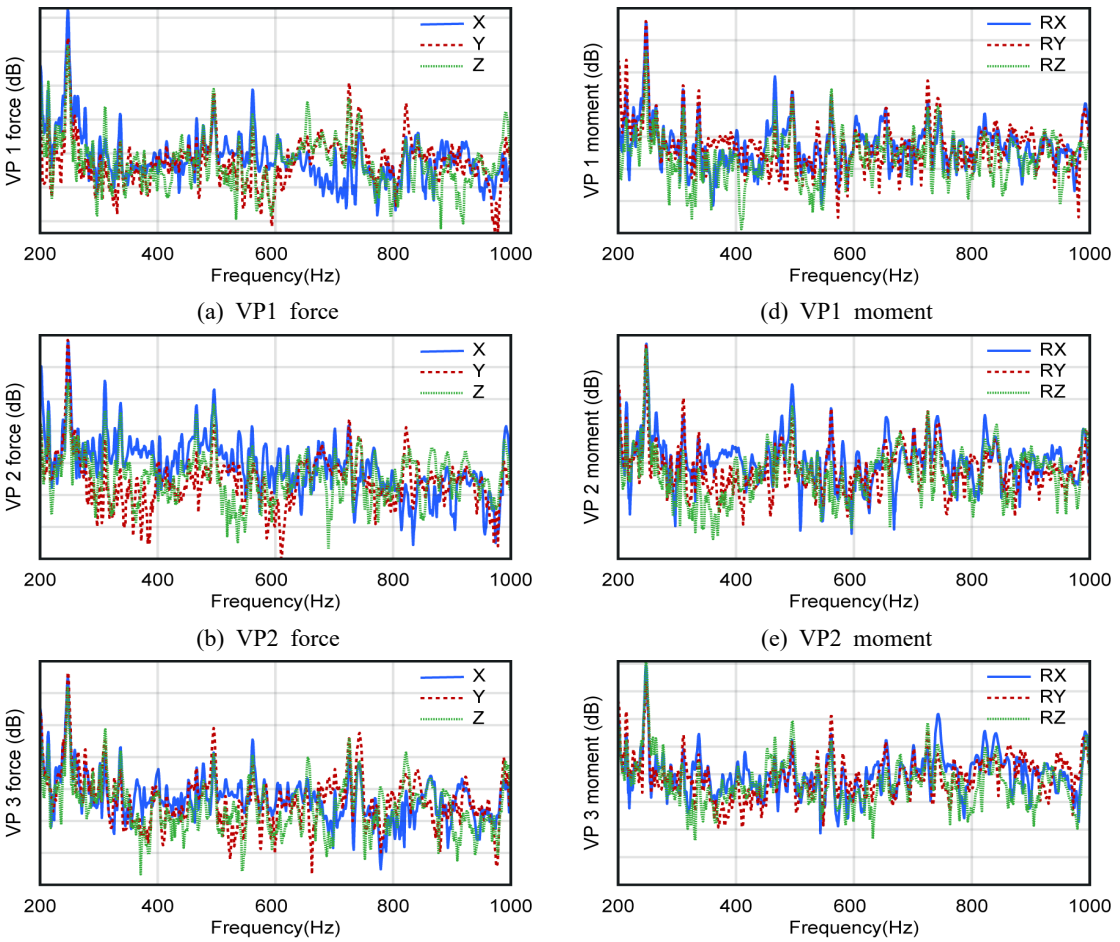


Fig. 8 Blocked loads at 1500 r/min estimated for the 18 VP degrees of freedom. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 10 dB

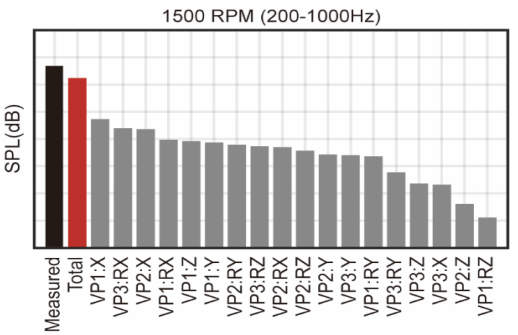


Fig. 9 Comparison of the measured SPL, CB-TPA total response, and single-DOF contributions based on the 200 Hz ~ 1000 Hz overall SPL at 1500 r/min. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 5 dB

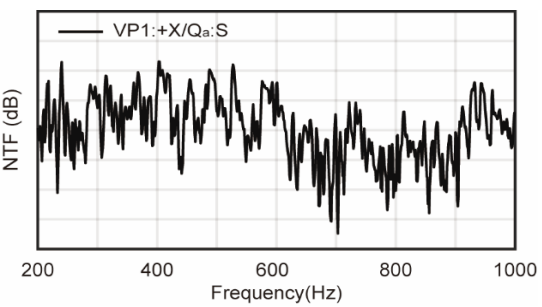


Fig. 10 Representative NTF of the VP1:+X direction obtained from the reciprocity-based measurement. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 5 dB

이러한 결과는 고주파에서의 국부 강체 가정 한계만으로 전체 오차를 설명하기 어렵다는 것을 시사한다. 다만 VPT 및 NTF의 오차 역시 가진 성분과 경로별 기여에 따라 최종 예측 음압에 미치는 영향이 달라질 수 있으므로, 대역별 오차의 감소만으로 이를 배제할 수는 없다. 한편 테스트벤치와 장갑차 체계 시험에서는 회전속도를 동일하게 설정하였으나 부하 및 가진 상태의 동등성은 확인하지 못하였으므로, 시험 간 가진 조건 차이가 주요 피크의 크기 차이에 영향을 주었을 가능성이 있다. 또한 실측 음압에는 모델에 포함

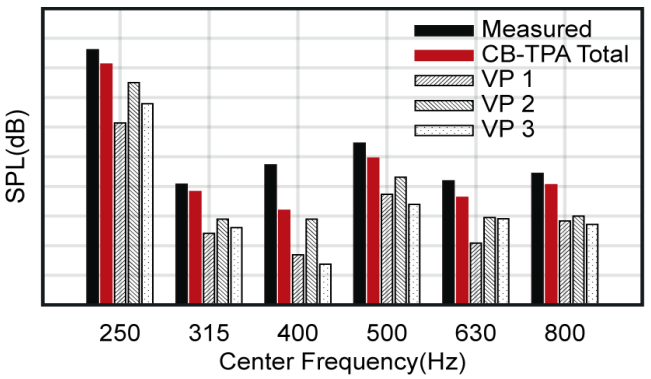


Fig. 11 Comparison of the measured SPL, CB-TPA total response, and VP-wise 1/3-octave-band contributions at 1500 r/min. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 5 dB

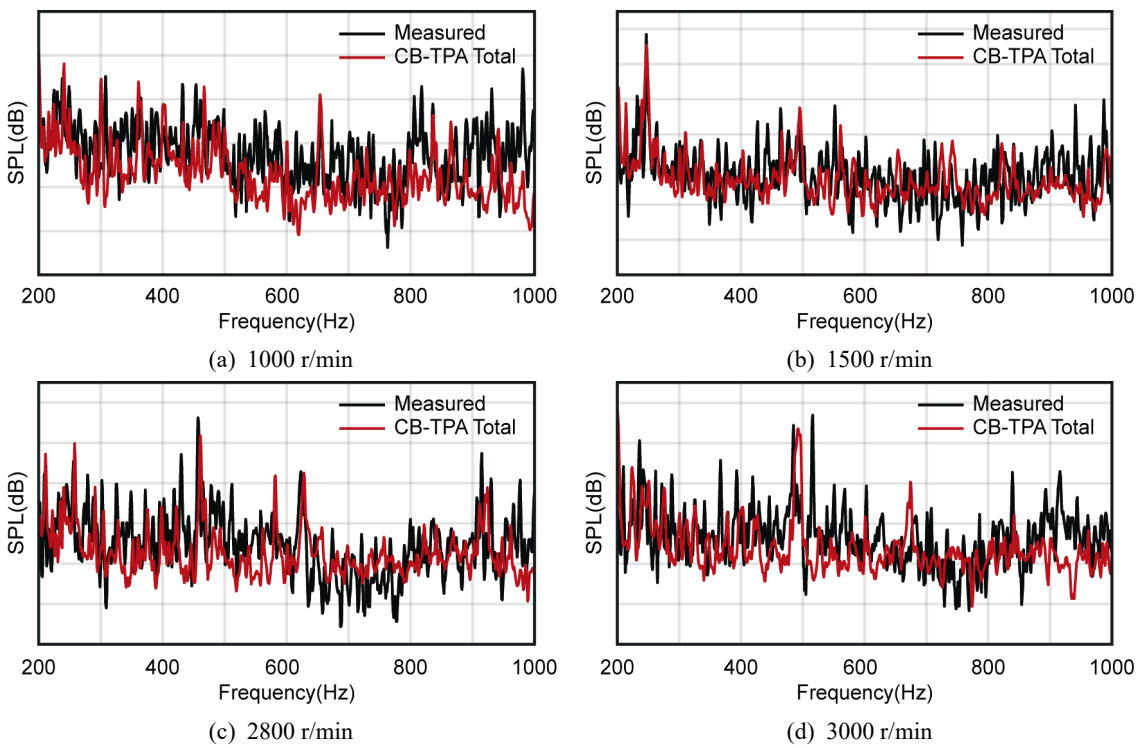


Fig. 12 Comparison between measured and CB-TPA-predicted narrowband SPL under different operating conditions. The spacing between adjacent horizontal gridlines is 10 dB

Table 1 Prediction errors in CB-TPA-estimated SPL under different operating conditions

[unit: dB]

r/min	250 Hz error	315 Hz error	400 Hz error	500 Hz error	630 Hz error	800 Hz error
1000	+0.1	-0.1	-0.1	-4.4	-3.4	-5.6
1500	-2.4	-1.3	-7.7	-2.5	-2.8	-1.9
2800	+2.1	-5.5	-9.2	-6.2	+1.0	-1.9
3000	-4.5	-4.9	-8.6	-3.3	-1.8	-6.5

되지 않은 구조 전달경로와 공기기인·배기계 소음의 기여가 포함될 수 있어, 이러한 미반영 성분도 저평가의 가능한 원인이다. 이 결과에서는 주요 실측 피크의 재현 부족과 대역별 저평가의 연관성을 확인하였으나, 각 요인의 상대적 기여도를 분리하여 지배적인 물리적 원인을 특정하는 데에는 한계가 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 테스트벤치 조건에서 식별한 6자유도 차단 하중과 장갑차 체계에서 상반성 기반으로 계측한 NTF를 결합하여, 1000 r/min, 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min 조건의 운전석 음압을 예측하고 전달경로 기여도를 분석하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 정규화 특이값의 분석 대역 내 최대값을 10 % 참고 기준과 비교하여, 전 대역에 적용할 고정 rank를 10으로 선정하였다. TSVD를 적용하여 하위 8개의 특이값을 제거한 결과, 200 Hz ~ 1000 Hz 대역의 평균 유효 조건수가 586.3에서 27.2로 감소하여 차단 하중 역산의 수치적 안정성이 개선되었다.

(2) 1500 r/min에서 차단 하중은 약 247 Hz에서 지배적인 피크를 보였다. 경로 기여도 분석 결과, VP 단위로 합산한 1/3 옥타브 대역 기여도에서는 VP2가 대부분의 주파수 대역에서 가장 크게 나타났으며, 200 Hz ~ 1000 Hz 대역 overall SPL을 기준으로 한 개별 자유도 기여도에서는 VP1:+X가 가장 크게 나타났다. 이는 차단 하중의 크기만으로 최종 음압 기여도를 판단하기 어렵고, 기여도 집계 방식에 따라 지배 경로가 달라질 수 있음을 보여준다. 따라서 지배 경로를 판단할 때 VP 단위 합산 기여도와 개별 자유도 기여도를 함께 검토할 필요가 있다.

(3) 200 Hz ~ 350 Hz에서는 예측값이 실측값의 주요 피크와 전반적인 주파수 응답 경향을 비교적 잘 재현하였다. 네 운전 조건에서 250 Hz 및 315 Hz 중심 1/3 옥타브 대역의 절대오차는 각각 0.1 dB ~ 4.5 dB 및 0.1 dB ~ 5.5 dB로 나타났다. 1500 r/min에서 해당 대역의 절대오차는 각각 2.4 dB 및 1.3 dB였다.

(4) 400 Hz 중심 1/3 옥타브 대역에서 1500 r/min, 2800 r/min 및 3000 r/min의 예측값은 실측값보다 각각 7.7 dB, 9.2 dB 및 8.6 dB 낮게 나타났다. 그러나 이들 조건에서는 500 Hz 및 630 Hz 대역의 절대오차가 감소하였고, 3000 r/min의 800 Hz 대역에서는 다시 6.5 dB의 저평가가 나타나, 오차가 주파수 증가에 따라 일률적으로 확대되지는 않았다. 이러한 결과는 고주파에서의 국부 강체 가정 한계만으로 전체 오차를 설명하기 어렵다는 것을 시사한다. 다만 이 결과만으로 VPT·NTF 오차, 시험 간 가진 조건 차이 및 미반영 구조 전달경로와 공기기인·배기계 소음의 상대적 영향을 분리하여 지배 원인을 특정할 수는 없다.

이상의 결과로부터 제안한 방법은 결합부 접근이 제한된 장갑차 체계에서 구조기인 실내소음의 예측과 주요 전달경로 분석에 적용 가능성을 보였다. 다만 200 Hz ~ 1000 Hz 분석 대역 내에서도 운전 조건과 주파수 대역에 따라 예측 정확도가 달랐으며, 특히 400 Hz 이상의 일부 성분에서는 큰 저평가가 나타났으므로 이러한 한계를 고려하여 결과를 해석할 필요가 있다. 또한 200 Hz 미만 대역의 적용성은 이 연구에서 평가하지 않았다. 향후 200 Hz 미만으로 분석 범위를 확장하기 위해서는 해당 저주파 대역에서 유효한 음향 가진원을 적용하고, NTF의 반복성과 측정 신뢰도를 추가로 확인할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 (주)한화에어로스페이스의 재원으로 한화에어로스페이스-부산대학교 연구개발 허브의 지원을 받아 수행된 연구임.

References

(1) Kim, M. W., Cho, J., Kim, C. U., Kim, H. J. and Lee, K. H., 2021, A Study on Driving Interior Noise Reduction by Improving the Performance of Sound Absorption Materials and Engine Encapsulation for Wheeled Armored Vehicle, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 29, No. 4, pp. 349~355.

(2) Lv, W., Chen, K., Li, W. and Dong, M., 2025, A Method for Analysing in-vehicle Acoustic Response to Engine Excitation, Eng, Vol. 6, No. 11, 285.

(3) Auweraer, H., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. et al., 2007, Transfer Path Analysis in the Critical Path of Vehicle Refinement: The Role of Fast, Hybrid and Operational Path Analysis, SAE, Technical Paper 2007-01-2352, IL, United States.

(4) Seijs, M. V., Klerk, D. and Rixen, D. J., 2016, General Framework for Transfer Path Analysis: History, Theory and Classification of Techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 68~69, pp. 217~244.

(5) Back, J., An, K., Shin, T., Lee, S. K., Han, D. et al., 2020, Identification of Rumbling Noise in a Passenger Car Using Blocked Force Transfer Path Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 3, pp. 294~302.

(6) Moorhouse, A. T., Elliott, A. S. and Evans, T. A., 2009, In Situ Measurement of the Blocked Force of Structure-borne Sound Sources, Journal of Sound and Vibration, Vol. 325, No. 4~5, pp. 679~685.

(7) Seijs, M. V., Bosch, D. D., Rixen, D. J. and Klerk, D., 2013, An Improved Methodology for the Virtual Point Transformation of Measured Frequency Response Functions in Dynamic Substructuring, Proceedings of the 4th ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering, pp. 4334~4347.

(8) Klerk, D., Rixen, D. J. and Voormeeren, S. N., 2008, General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review, and Classification of Techniques, AIAA Journal, Vol. 46, No. 5, pp. 1169~1181.

(9) Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., 2016, Validation of the Blocked Force Method for Various Boundary Conditions for Automotive Source Characterization, Applied Acoustics, Vol. 102, pp. 108~119.

(10) Fahy, F. and Gardonio, P., 2007, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, 2nd Edition, Academic Press, Amsterdam, Netherlands.

(11) Verheij, J. W., 1997, Inverse and Reciprocity Methods for Machinery Noise Source Characterization and Sound Path Quantification Part 2: Transmission Paths, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 2, No. 3, pp. 103~112.

(12) Hansen, P. C., 1998, Rank-deficient and Discrete Ill-posed Problems: Numerical Aspects of Linear Inversion, SIAM, PA, United States.

(13) Romano, J. and López, J. A., 1996, Practical Application of Transfer Path Analysis to Resolve Structure-borne Noise Problems in Vehicle Design, Proceedings of the 21st International Seminar on Modal Analysis, Leuven, Belgium, pp. 527~536.

(14) Thite, A. N. and Thompson, D. J., 2003, The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part 1: Improved Singular Value Rejection Methods, Journal of Sound and Vibration, Vol. 264, No. 2, pp. 411~431.